

DOI: 10.24143/2073-1574-2017-3-62-73

УДК 629.562: 621.83.061.1

А. Н. Соболенко, Р. Р. Симашов, Д. К. Глазюк, В. В. Маницын

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА И МОТОРНОГО МАСЛА СУДОВЫМИ ДИЗЕЛЯМИ С УЧЕТОМ ИЗМЕНЕНИЯ ВНЕШНИХ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Существующие методики расчета норм расхода топлива и моторного масла выполняются в предположении, что условия плавания сохраняются неизменными в течение всего рейса. Однако в реальности это не так, и изменение условий плавания может повлиять на реальный расход топлива и моторного масла. Наиболее вероятный диапазон изменения параметров окружающей среды составляет: по температуре окружающей среды – от  $-20$  до  $40$  °С; по барометрическому давлению – от 660 до 775 мм рт. ст.; по относительной влажности воздуха – от 0,35 до 1; по температуре забортной воды – от 5 до 30 °С. Проведен пересчет фактических результатов испытаний на стандартные нормальные условия (согласно ГОСТ Р 525217-2005 (ИСО 3046-1:2002)). Приведена методика перевода результатов фактических испытаний к стандартным нормальным условиям согласно ГОСТ Р 525217-2005 (ИСО 3046-1:2002). Приведены результаты испытаний дизеля фирмы «Cummins» модели KTA G3 (16ЧН 15,9/15,9) номинальной мощностью 1227 кВт при номинальной частоте вращения  $1500 \text{ мин}^{-1}$ . Произведен пересчет результатов на нормальные условия для данного двигателя. На основании статистических данных об атмосферных условиях в порту г. Владивостока рассчитаны значения удельного эффективного расхода топлива. При сопоставлении результатов реальных испытаний и расчетных установлено, что отклонение вследствие изменения внешних условий не превышает 4,7 %. Выполнен расчет изменения расхода топлива при критических значениях параметров окружающей среды. Предложенный подход к определению расхода топлива и моторного масла может быть использован как при расчете норм, так и при расчете фактических расходов за рейс.

**Ключевые слова:** расход топлива, параметры среды, мощность, расход моторного масла.

#### Анализ методик расчета норм расхода топлива для энергетических установок

Для расчета норм расхода топлива дизельными энергетическими установками существует ряд методик, имеющих различные подходы к нормированию [1–7].

Отсутствие единого мнения по этому вопросу обуславливает необходимость анализа существующих методик.

В одной из наиболее ранних работ [1], посвященных этому вопросу, нормы расхода топлива для судовых энергетических установок (СЭУ) мощностью свыше 400 кВт предлагается определять расчетно-экспериментальным методом. При этом производится расчет норм расхода условного топлива, имеющего низшую теплотворную способность  $Q_{\text{н}} = 29\,330 \text{ кДж/кг}$  ( $7000 \text{ ккал/кг}$ ).

Согласно этой методике для расчета необходимо располагать следующими данными:

- а) энергетическими характеристиками  $G = f(N_e)$ ,  $B_k = f(D_k)$ , т. е. графическими зависимостями часового расхода топлива от нагрузки дизеля, а также для вспомогательного котла;
- б) значением расхода пара на вспомогательные паровые котлы и теплообменные агрегаты при номинальной нагрузке.

Для судна весь рейс разбивается на следующие элементы:

- переход на промысел и обратно;
- промысел;
- стоянка в порту.

При работе судна с переменной мощностью в любом элементе рейса часовой расход рассчитывают по формуле

$$B_v = B_1 \frac{t_1}{T} + B_2 \frac{t_2}{T} + B_3 \frac{t_3}{T} + \dots + B_n \frac{t_n}{T} = \frac{1}{T} \sum_1^n B_i t_i,$$

где  $B_1, B_2, B_3, \dots, B_i$  – часовой расход топлива на 1-й, 2-й, 3-й, ...,  $i$ -й мощности;  $t_1, t_2, t_3, \dots, t_n$  – время работы двигателя на каждой мощности;  $T = \sum_{i=1}^n t_i$  – общее время работы двигателя на всех мощностях.

Для определения мощности судовой электростанции предлагается два способа.

1. Определяются среднецикловые потребляемые мощности для групп с максимальным потреблением электрической энергии:

- общесудового и бытового назначения;
- промышленных и палубных механизмов;
- холодильного оборудования.

Загрузка электростанции определяется путем суммирования этих мощностей.

Среднюю мощность за сутки элементов рейса, потребляемую электродвигателем, кВт, можно определить без построения циклового графика по формуле

$$P_{\text{cp}} = \frac{P_1 t_1 + P_2 t_2 + P_3 t_3 + \dots + P_n t_n}{T},$$

где  $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$  – значение потребляемой мощности в промежутки времени  $t_1, t_2, t_3, \dots, t_n$ ;

$T = t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n = \sum_{i=1}^n t_i$  – общая продолжительность элементов рейса.

Величину  $P_{\text{cp}}$  можно также определить по формуле

$$P_{\text{cp}} = K_n P_y,$$

где  $K_n = K_t \cdot K_3$  – коэффициент использования мощности ( $K_3 = \frac{P_3}{P_y}$  – коэффициент загрузки;

$K_t = \frac{t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n}{T}$  – временной коэффициент;  $P_3$  – фактическая мощность агрегата при работе в рассматриваемом промежутке времени);  $P_y$  – установочная (номинальная) мощность энергоагрегата.

Сумма значений по всем работающим во время рассматриваемого элемента рейса механизмам соответствует нагрузке электростанции:  $P_3 = P_{\text{cp1}} + P_{\text{cp2}} + P_{\text{cp3}} + \dots + P_{\text{cpn}}$ .

2. Второй способ определения загрузки электростанции заключается в составлении циклового графика мощности по электростанции в целом при всех включенных потребителях и расчете  $P_{\text{cp}}$ .

Очевидно, что все эти способы требуют проведения специальных теплотехнических испытаний.

По известным значениям мощности  $P_3$  и энергетической характеристике определяется удельный расход топлива вспомогательными дизель-генераторами (ВДГ),  $g_{\text{дг}}$ .

Часовой расход топлива определяется по формуле

$$B_{\text{ч}}^{\text{дг}} = P_3 g_{\text{дг}}.$$

Выше было рассмотрено определение часовых норм расхода топлива для судовых дизелей.

Суточные нормы определяются как часовые нормы, умноженные на 24.

В работах [2–4] сохраняется подход к расчету норм расхода топлива для СЭУ по элементам рейса (промысел, переход, стоянка) и на единицу выработанной продукции, предложенный в ранней работе [1]. При этом авторы называют их нормативами расхода топлива. Суточный норматив расхода топлива главным двигателем на переходе, кг/сут, предлагается определять по формуле

$$B_{\text{сут}} = 10^{-3} \cdot C_1 \cdot N_{\text{en}} \cdot g_e \cdot 24,$$

где  $C_1$  – коэффициент использования построечной мощности;  $N_{\text{en}}$  – установленная (паспортная) мощность главного двигателя;  $g_e$  – удельный эффективный расход топлива на заданном режиме.

Суточный норматив расхода топлива для ВДГ в каждом элементе рейса, кг/сут, определяется по формуле

$$B'_{\text{сут}} = 10^{-3} \cdot C'_1 \cdot N_{en} \cdot g_e \cdot n \cdot 24,$$

где  $C'_1$  – коэффициент загрузки ВДГ;  $N_{en}$  – установленная (паспортная) мощность ВДГ;  $g_e$  – удельный эффективный расход топлива на заданном режиме;  $n$  – число работающих ВДГ.

Норма расхода топлива за рейс определяется по формуле

$$B = \frac{B_1 t_1 + B_2 t_2 + B_3 t_3}{t_1 + t_2 + t_3};$$

$$B = \frac{B_{\text{э}1} t_{\text{э}1} + B_{\text{э}2} t_{\text{э}2} + B_{\text{э}3} t_{\text{э}3}}{t_{\text{э}1} + t_{\text{э}2} + t_{\text{э}3}}$$

где  $B_{\text{э}1}$ ,  $B_{\text{э}2}$ ,  $B_{\text{э}3}$  – норматив расхода топлива по элементам рейса (переход, стоянка, промысел);  $t_{\text{э}1}$ ,  $t_{\text{э}2}$ ,  $t_{\text{э}3}$  – продолжительность элементов рейса.

Расчет норм расхода топлива предлагается выполнять на условное топливо.

В работе [5] предлагается рассчитывать нормы расхода топлива за рейс в целом, при этом автор совершенно правильно использует информацию о распределении действительных нагрузок на энергоагрегаты. Наряду с этим предлагается использовать энергетические характеристики энергоагрегатов и часовую норму расхода топлива определять по формуле

$$G_{\text{ч}} = G_{\text{чн}} \sum_{i=1}^k \left( a + b \overline{N}_i + c \overline{N}_i^2 \right) t_i,$$

где  $G_{\text{чн}}$  – часовой расход топлива на номинальном режиме;  $\overline{N}_i$  – относительная нагрузка энергоагрегата;  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – коэффициенты полинома аппроксимирующего энергетическую характеристику;  $t_i$  – время работы на  $i$ -ом режиме.

Необходимо отметить, что в отличие от работы [1] в работе [5] предлагается графическую зависимость  $G_{\text{ч}} = f(N_e)$  представлять в относительной форме, т. е.  $\overline{G}_{\text{ч}} = f(\overline{N}_e)$  и аппроксимировать квадратичными полиномами вида

$$\overline{G}_{\text{ч}} = a + b \overline{N}_i + c \overline{N}_i^2.$$

Если представить число интервалов, стремящихся к бесконечности, ( $K \rightarrow \infty$ ), то в окончательном виде рейсовый расход топлива определяется как

$$G_{\text{р}} = T_{\text{р}} G_{\text{ч.ном}} \left( a + b \overline{N}_e + c \overline{N}_e^2 + c \overline{\sigma}^2 \right),$$

где  $T_{\text{р}}$  – суммарное время работы энергоагрегата за рейс;  $T_{\text{р}} = \sum_{i=1}^K t_i$ ;  $\overline{N}_e$  – относительная средняя статистическая нагрузка;  $\overline{\sigma}$  – среднеквадратичное отклонение относительной нагрузки.

Сравнивая между собой три вышерассмотренных подхода к нормированию расхода топлива для СЭУ, необходимо отметить следующее.

В работах [1–4] не используется информация о действительных режимах нагружения энергоагрегатов в течение всего периода эксплуатации. Использование коэффициента загрузки ( $K_3$ ), полученного в результате теплотехнических испытаний одного судна, снижает достоверность расчета и не учитывает характер распределения (разброс) нагрузок. Этот недостаток устранен в работах [5, 6].

Использование аппроксимирующего полинома для энергетической характеристики, предложенного в работе [5], более эффективно при расчете на персональном компьютере, чем графические зависимости  $G = f(N_e)$ , используемые в работе [1].

Существенным недостатком работы [5] является то, что ее автор объединил вместе все элементы рейса. Такой подход может быть оправдан при расчете контрольных норм расхода топлива, но совершенно неприемлем при разработке обоснованных норм расхода топлива для судовых энергетических установок.

Расчет норм расхода топлива для СЭУ по элементам рейса и на единицу выработанной продукции, предложенный в работе [1] и принятый в работах [2–4, 8, 9], следует принять для СЭУ.

Проведенные выше рассуждения проводились в предположении, что условия плавления сохраняются неизменными в течение всего рейса. Однако в реальности это не так, и это обстоятельство может оказать влияние на реальный расход топлива.

Например, изменение барометрического давления на  $\pm 20$  мм рт. ст. (0,026 МПа) приводит к изменению индикаторной мощности на  $\pm 3-4$  %. Изменение температуры наружного воздуха на  $\pm 15$  °С вызывает изменение индикаторной мощности на  $\pm 3-4$  %. Изменение относительной влажности воздуха на  $\pm 30$  % при температуре воздуха 25–40 °С вызывает изменение индикаторной мощности на  $\pm 3-6$  %. Из-за этих факторов дизель в тропиках может потерять до 10–12 % мощности.

Согласно статистическим данным, наиболее вероятный диапазон изменения параметров окружающей среды составляет:  $t_0$  от  $-20$  до  $40$  °С;  $p_0 = 660-775$  мм рт. ст.;  $\psi = 0,35-1$ ;  $t_{3,в} = 5-30$  °С.

Согласно ГОСТ Р 525217-2005 (ИСО 3046-1:2002) нормальными условиями являются следующие:

- атмосферное давление  $p^{н.у} = 100$  кПа (760 мм рт. ст.);
- температура окружающего воздуха  $T^{н.у} = 298$  К (25 °С);
- температура охлаждающей воды на входе в воздухоохладитель  $T_c^{н.у} = 298$  К (25 °С);
- относительная влажность  $\psi^{н.у} = 0,7$  %.

#### **Пересчет фактических результатов испытаний на стандартные нормальные условия согласно ГОСТ Р 525217-2005 (ИСО 3046-1:2002)**

В связи с тем, что испытания проводились при условиях, отличных от нормальных стандартных, необходимо выполнить пересчет по следующим формулам:

- мощность при стандартных нормальных условиях

$$N_e^{н.у} = \frac{N_e}{\alpha};$$

- удельный эффективный расход топлива

$$g_e^{н.у} = g_e \frac{\alpha}{k} K_{Q_n};$$

- часовой расход топлива

$$G_{ч}^{н.у} = \frac{G_{ч}}{k} K_{Q_n},$$

где  $N_e$  – мощность при испытаниях;  $N_e^{н.у}$  – мощность, приведенная к нормальным условиям;  $g_e$  – удельный эффективный расход топлива при испытаниях;  $g_e^{н.у}$  – удельный эффективный расход топлива, приведенный к нормальным условиям;  $K_{Q_n}$  – коэффициент, учитывающий разность теплотворной способности топлива при испытаниях и стандартной, т. е. отношение фактической теплотворной способности к стандартной;  $G_{ч}$  – часовой расход топлива при испытаниях;  $G_{ч}^{н.у}$  – часовой расход топлива, приведенный к нормальным условиям;  $k$  – коэффициент индикаторной мощности, определяемый по формуле

$$k = \left( \frac{p - a \cdot \psi \cdot p_s}{p^{н.у} - a \cdot \psi^{н.у} \cdot p_s^{н.у}} \right)^m \left( \frac{T^{н.у}}{T} \right)^n \left( \frac{T_c^{н.у}}{T_c} \right)^s, \quad (1)$$

(где  $p$  – атмосферное давление при испытаниях;  $p_{н.у}$  – атмосферное давление при нормальных условиях;  $a$  – коэффициент, принимается из табл. 1;  $\psi$  – относительная влажность воздуха при испытаниях;  $\psi^{н.у}$  – относительная влажность воздуха при нормальных условиях;  $p_s$  – парциальное давление насыщенного водяного пара во влажном воздухе при испытаниях;  $p_s^{н.у}$  – парциальное давление насыщенного водяного пара во влажном воздухе при нормальных условиях;  $\alpha$  – коэффициент приведения мощности, определяемый по формуле

$$\alpha = k - 0,7(1 - k) \left( \frac{1}{\eta_m} - 1 \right),$$

где  $\eta_m = 0,9$  – механический КПД дизеля.

Таблица 1

**Значения коэффициентов для пересчета мощности и удельного расхода топлива к стандартным условиям**

Тип двигателя		Коэффициент			
		<i>a</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>q</i>
Двигатель без турбонаддува	Все дизели	1	1	0,75	0
Двигатель с турбонаддувом без охлаждения наддувочного воздуха	Малооборотные и среднеоборотные четырехтактные дизели	0	0,7	2,0	0
Двигатель с турбонаддувом с охлаждением наддувочного воздуха	Малооборотные и среднеоборотные четырехтактные дизели	0	0,7	1,2	1
	Малооборотные двухтактные дизели	0	<i>nr</i> *	<i>nr</i>	<i>nr</i>

\* Рекомендуемые значения отсутствуют.

Изготовитель двигателя должен использовать свои собственные значения для индивидуальной конструкции двигателя. В первом приближении можно принять значения, приведенные для четырехтактных дизелей.

Если относительная влажность воздуха неизвестна, то для двигателей без турбонаддува ее принимают равной 30 %. Во всех остальных случаях приведение мощности не зависит от влажности воздуха ( $a = 0$ ).

Значение механического КПД должно быть указано изготовителем двигателя. При отсутствии какого-либо указания принимают  $\eta_m = 80$  %.

Нами были проведены испытания дизеля фирмы «Cummins» модели КТА G3 (16ЧН 15,9/15,9) номинальной мощностью  $N_{ен} = 1227$  кВт при номинальной частоте вращения  $n = 1500$  мин<sup>-1</sup>. Затем был произведен пересчет результатов на нормальные условия. Для этого двигателя из табл. 1 принимаем следующие коэффициенты:  $a = 0$ ;  $m = 0,7$ ;  $n = 1,2$ . Значение коэффициента  $s = 1$  [10].

С учетом коэффициентов формула (1) примет вид

$$k = \left( \frac{p}{p^{н.у}} \right)^{0,7} \left( \frac{T^{н.у}}{T} \right)^{1,2} \left( \frac{T_c^{н.у}}{T_c} \right)^1.$$

Коэффициенты  $\alpha$  и  $k$  для пересчета результатов испытаний, проведенных в начале:

$$k = \left( \frac{p}{p^{н.у}} \right)^{0,7} \left( \frac{T^{н.у}}{T} \right)^{1,2} \left( \frac{T_c^{н.у}}{T_c} \right)^1 = \left( \frac{103,4}{100} \right)^{0,7} \left( \frac{298}{305,6} \right)^{1,2} \left( \frac{298}{333} \right)^1 = 0,888\ 816;$$

$$\alpha = k - 0,7(1 - k) \left( \frac{1}{\eta_m} - 1 \right) = 0,888\ 816 - 0,7(1 - 0,888\ 816) \left( \frac{1}{0,9} - 1 \right) = 0,880\ 168.$$

Коэффициенты  $\alpha$  и  $k$  для пересчета результатов испытаний, проведенных неделю спустя:

$$k = \left( \frac{p}{p^{н.у}} \right)^{0,7} \left( \frac{T^{н.у}}{T} \right)^{1,2} \left( \frac{T_c^{н.у}}{T_c} \right)^1 = \left( \frac{108}{100} \right)^{0,7} \left( \frac{298}{302,6} \right)^{1,2} \left( \frac{298}{333} \right)^1 = 0,927\ 223;$$

$$\alpha = k - 0,7(1 - k) \left( \frac{1}{\eta_m} - 1 \right) = 0,927\,223 - 0,7(1 - 0,927\,223) \left( \frac{1}{0,9} - 1 \right) = 0,921\,565.$$

Поскольку при испытаниях использовалось топливо с разной теплотворной способностью (при испытаниях 13.06 –  $Q_n = 43\,263$  кДж/кг, а при испытаниях 24.06 –  $Q_n = 43\,158$  кДж/кг), был рассчитан коэффициент приведения расхода топлива к теплотворной способности  $Q_n = 43\,158$  кДж/кг:

$$K_{Q_n} = \frac{Q_n^{13.06}}{Q_n^{24.06}} = \frac{43\,263}{43\,158} = 1,002\,433.$$

Результаты испытаний, пересчитанные на нормальные условия, приведены в табл. 2.

Топливная характеристика для приведенных к нормальным условиям результатов испытаний, рассчитанная для дизеля фирмы «Cummins» модели КТА G3 (16ЧН 15,9/15,9), рассчитывается как

$$G_{\text{ч}} = -1,5\,634 \cdot 10^{-5} \cdot N_e^2 + 0,20\,574 \cdot N_e + 17,052\,844.$$

Таблица 2

**Фактические результаты испытаний и результаты испытаний, приведенные к нормальным условиям**

Фактические результаты испытаний			Результаты испытаний, приведенные к нормальным условиям		
$N_e$ , кВт	$G_{\text{ч}}$ , кг/ч	$g_e$ , г/(кВт·ч)	$N_e^{\text{н.у}}$ , кВт	$G_{\text{ч}}^{\text{н.у}}$ , кг/ч	$g_e^{\text{н.у}}$ , г/(кВт·ч)
0	14	–	0	15,75	–
220	61,8	280,9	249,95	69,53	278,17
223	61,5	275,78	253,36	69,19	273,10
426	101,6	238,5	484,0	114,31	236,18
425	101,0	237,6	482,86	113,63	235,29
638	138	216,3	724,86	155,26	214,2
600	127,2	212	651,07	137,52	211,22
842	181,8	215,9	956,64	204,54	213,8
805	174,6	216,9	873,51	188,76	216,1
1005	204,6	203,6	1 090,5	221,2	202,84
1009	205,2	203,3	1 094,9	221,84	202,55

**Расчет расхода топлива для реальных условий эксплуатации**

В условиях эксплуатации изменяются параметры атмосферного воздуха: температура, влажность, атмосферное давление. Они носят сезонный характер и могут изменяться в течение суток.

Ниже приведены среднемесячные климатические показатели по г. Владивостоку (табл. 3):

Таблица 3

**Среднемесячные значения температуры, атмосферного давления и относительной влажности по г. Владивостоку**

Месяц	Температура, °С	Атмосферное давление, мм рт. ст.	Относительная влажность воздуха, %
Январь	–12	766	58
Февраль	–9	764	58
Март	+2	763	60
Апрель	+5	760	67
Май	+10	758	75
Июнь	+15	756	89
Июль	+19	757	91
Август	+20	758	87
Сентябрь	+15	761	77
Октябрь	+8	764	65
Ноябрь	–1	765	63
Декабрь	–9	766	60

Как видно из приведенных данных, более всего изменяется в течение года температура наружного воздуха, также значительны изменения относительной влажности. Менее всего изменяется атмосферное давление.

**Влияние температуры наружного воздуха.** Изменение температуры воздуха, поступающего в двигатель, влечет изменение его плотности. Геометрические размеры турбокомпрессора наддува двигателя в зависимости от температуры изменяются незначительно. Массовый расход воздуха на двигатель будет определяться плотностью воздуха.

В табл. 4 приведены подсчеты плотности воздуха в зависимости от температуры наружного воздуха при стандартном значении атмосферного давления  $p = 100$  кПа.

Таблица 4

Зависимость плотности наружного воздуха от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	-25	-10	0	+10	+25	+30
$\rho, \text{кг/м}^3$	1,405	1,328	1,276	1,231	1,169	1,150

Как видно из приведенных данных, плотность воздуха при температуре  $0^\circ\text{C}$  выше плотности при  $25^\circ\text{C}$  на 9 %. Влияние атмосферного давления на величину плотности в пределах климатических изменений существенно меньше. Относительное влияние атмосферного давления на плотность воздуха остается в пределах 1 %.

Мощность двигателя прямо пропорциональна расходу воздуха. Таким образом, при понижении температуры воздуха от  $25^\circ\text{C}$  до  $0^\circ\text{C}$  мощность двигателя увеличится примерно на 9 %. Повышение температуры воздуха от указанного в спецификации значения ( $25^\circ\text{C}$ ) до  $30^\circ\text{C}$  вызовет небольшое снижение мощности, примерно на 1 % при прочих равных условиях.

**Влияние относительной влажности воздуха.** Содержание водяных паров в воздухе вызывает изменение его калорических свойств: газовой постоянной, теплоемкости, показателя адиабаты. Эти изменения влияют в первую очередь на работу компрессора и турбины агрегата наддува.

В соответствии с приведенными выше климатическими данными выполнены подсчеты влагосодержания наружного воздуха в зависимости от относительной влажности при различных значениях температуры (табл. 5).

Таблица 5

Содержание паров воды в воздухе в зависимости от относительной влажности и температуры

Относительная влажность, % Температура, $^\circ\text{C}$	Содержание паров воды в воздухе, $\text{кг/кг}_{\text{возд}}$		
	60	70	90
4	0,003	0,003 5	0,004 5
8	0,003 95	0,004 62	0,005 95
16	0,006 75	0,007 89	0,010 0
20	0,008 71	0,010	0,013 2
30	0,016 0	0,018 8	0,024 3

На основе полученных данных были подсчитаны значения газовой постоянной ( $R$ ), изобарной теплоемкости влажного воздуха ( $d$ ), изобарной теплоемкости влажного воздуха ( $c_p$ ), показателя адиабаты ( $k$ ) (табл. 6).

Таблица 6

Значения газовой постоянной ( $R$ ), изобарной теплоемкости влажного воздуха ( $c_p$ ), содержания паров воды в воздухе ( $d$ ), показателя адиабаты ( $k$ ) при разной температуре воздуха

Температура, $t, ^\circ\text{C}$	4	16	20
$d, \text{кг/кг}_{\text{возд}}$	0,003	0,010	0,0132
$R, \text{кДж/кг}$	122,9	123,4	123,6
$c_p, \text{кДж/(кг} \cdot \text{K)}$	1,01	1,02	1,03
$k$	1,398	1,394	1,390

Показатель адиабаты  $k$  и изобарная теплоемкость воздуха  $c_p$  определяют работу компрессора наддува, его эффективность. Оценка влияния этих термодинамических констант в зависимости от влагосодержания показала, что при степени повышения давления компрессора наддува 2–2,5 разница между работой компрессора при  $d = 0,003$  кг/кг<sub>возд</sub> и  $d = 0,0132$  кг/кг<sub>возд</sub> составила около 0,5 % относительных.

Из полученных данных следует, что изменения относительной влажности в пределах климатических норм практически не может существенно влиять на работу агрегатов наддува и показатели работы двигателя.

Расчет выполняется по следующим формулам:

– мощность при фактических условиях

$$N_e = \alpha N_e^{н.у}; \quad (2)$$

– удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \frac{k}{\alpha} g_e^{н.у} K_{Q_H};$$

– часовой расход топлива

$$G_u = N_e g_e = \alpha N_e^{н.у} \frac{k}{\alpha} g_e^{н.у} K_{Q_H} = k G_u^{н.у} K_{Q_H}. \quad (3)$$

Таким образом, изменение часового расхода топлива можно оценить изменением коэффициента  $k$ .

Расчет коэффициентов для фактических условий эксплуатации:

– летний период

$$k = \left( \frac{p}{p^{н.у}} \right)^{0,7} \left( \frac{T^{н.у}}{T} \right)^{1,2} \left( \frac{T_c^{н.у}}{T_c} \right)^1 = \left( \frac{757}{760} \right)^{0,7} \left( \frac{298}{292} \right)^{1,2} \left( \frac{298}{333} \right)^1 = 0,914\ 470;$$

$$\alpha = k - 0,7(1-k) \left( \frac{1}{\eta_m} - 1 \right) = 0,914\ 470 - 0,7(1-0,914\ 470) \left( \frac{1}{0,9} - 1 \right) = 0,907\ 818\ 265;$$

– зимний период

$$k = \left( \frac{p}{p^{н.у}} \right)^{0,7} \left( \frac{T^{н.у}}{T} \right)^{1,2} \left( \frac{T_c^{н.у}}{T_c} \right)^1 = \left( \frac{765}{760} \right)^{0,7} \left( \frac{298}{262} \right)^{1,2} \left( \frac{298}{333} \right)^1 = 1,049\ 212\ 577;$$

$$\alpha = k - 0,7(1-k) \left( \frac{1}{\eta_m} - 1 \right) = 1,049\ 212\ 577 - 0,7(1-1,049\ 212\ 577) \left( \frac{1}{0,9} - 1 \right) = 1,05\ 304;$$

– осеннее-весенний период

$$k = \left( \frac{p}{p^{н.у}} \right)^{0,7} \left( \frac{T^{н.у}}{T} \right)^{1,2} \left( \frac{T_c^{н.у}}{T_c} \right)^1 = \left( \frac{762}{760} \right)^{0,7} \left( \frac{298}{280} \right)^{1,2} \left( \frac{298}{333} \right)^1 = 0,966\ 141\ 806;$$

$$\alpha = k - 0,7(1-k) \left( \frac{1}{\eta_m} - 1 \right) = 0,966\ 141\ 806 - 0,7(1-0,966\ 141\ 806) \left( \frac{1}{0,9} - 1 \right) = 0,96\ 350.$$

Результаты расчета приведены в табл. 7.



Нормативы удельного расхода топлива

Мощность дизеля, $N_e$		Норматив удельного фактического расхода топлива с $Q_n = 43\,158$ кДж/кг, $g_{e\text{норм}}$ , г / (кВт · ч)			
%	кВт	Лето		Осень, весна	Зима
		Значение при реальных усредненных условиях эксплуатации	Изменение, %		
25	280	264,57	–	264,77	263,09
38	425,6	241,13	+2,5	240,88	239,35
57	638,4	224,24	+4,7	223,74	222,32
75	840	214,57	+0,4	213,97	212,61
90	1008	208,50	+2,9	207,86	206,53
100	1120	205,02	–	204,36	203,06

Сравнивая данные табл. 2 и 7, можно отметить, что расчетные нормативы при реальных усредненных условиях эксплуатации отличаются до 4,7 %. Это нельзя считать серьезным отклонением и для инженерных расчетов вполне допустимая погрешность. Но при возникновении неблагоприятного сочетания внешних условий эта погрешность, возможно, возрастет.

Граничными внешними условиями являются:

- температура воздуха: 20–40 °С;
- атмосферное давление: 660–775 мм рт. ст.;
- относительная влажность воздуха: 0,35–1;
- температура забортной воды: 5–30 °С.

При сочетании критических внешних условий получаем коэффициенты  $\alpha$  и  $k$  для пересчета результатов определения часового расхода топлива и моторного масла.

В случае  $p = 102$  кПа (775 мм рт. ст.);  $T = 253$  К (–20 °С);  $T_c = 278$  К (5 °С)

$$k = \left( \frac{p}{p^{\text{н.у}}} \right)^{0,7} \left( \frac{T^{\text{н.у}}}{T} \right)^{1,2} \left( \frac{T_c^{\text{н.у}}}{T_c} \right)^1 = \left( \frac{775}{760} \right)^{0,7} \left( \frac{298}{253} \right)^{1,2} \left( \frac{298}{278} \right)^1 = 1,33; \quad (4)$$

$$\alpha = k - 0,7(1 - k) \left( \frac{1}{\eta_m} - 1 \right) = 1,33 - 0,7(1 - 1,33) \left( \frac{1}{0,9} - 1 \right) = 1,355. \quad (5)$$

В случае  $p = 86,8$  кПа (660 мм рт. ст.);  $T = 313$  К (40 °С);  $T_c = 303$  К (30 °С)

$$k = \left( \frac{p}{p^{\text{н.у}}} \right)^{0,7} \left( \frac{T^{\text{н.у}}}{T} \right)^{1,2} \left( \frac{T_c^{\text{н.у}}}{T_c} \right)^1 = \left( \frac{660}{760} \right)^{0,7} \left( \frac{298}{313} \right)^{1,2} \left( \frac{298}{303} \right)^1 = 0,873; \quad (6)$$

$$\alpha = k - 0,7(1 - k) \left( \frac{1}{\eta_m} - 1 \right) = 0,873 - 0,7(1 - 0,873) \left( \frac{1}{0,9} - 1 \right) = 0,774. \quad (7)$$

Из формул (3), (4) и (6) следует, что часовой расход топлива может отличаться от значения при нормальных условиях на 12,7 % в сторону уменьшения и на 33 % в сторону увеличения.

Расход моторного масла тронкового дизеля складывается из расхода на испарение, угар и замену. В этом случае только расход на угар определяется мощностью, развиваемой дизелем. Часовой расход масла определяется по формуле

$$G_m = N_e b_m \overline{N_e}, \quad (8)$$

где  $N_e$  – мощность дизеля при фактических условиях, кВт;  $\overline{N_e}$  – относительная среднестатистическая нагрузка;  $b_m$  – удельный эффективный расход моторного масла на номинальной мощности, г/(кВт · ч).

Учитывая, что внешние условия определяют только мощность дизеля, изменение расхода масла зависит только от изменения коэффициента влияния внешних условий на мощность  $\alpha$ .

Из формулы (2), (5), (7) и (8) следует, что часовой расход моторного масла может отличаться от значения при нормальных условиях на 22,4 % в сторону уменьшения и на 35,5 % в сторону увеличения.

### Заключение

На показатели работы дизеля самое заметное влияние из атмосферных параметров оказывает температура наружного воздуха. Мощность дизеля повышается со снижением температуры наружного воздуха пропорционально повышению плотности наружного воздуха.

Влияние влажности на показатели работы двигателя в рассмотренных пределах незначительно.

Предложенный подход к определению расхода топлива и моторного масла может быть использован как при расчете норм, так и при расчетном контроле фактических расходов за рейс.

Расход топлива может оказаться меньше на 12,7 % или больше на 33 % по сравнению с определенным при нормальных условиях.

Расход масла может оказаться меньше на 22,4 % или больше на 35,5 % по сравнению с определенным при нормальных условиях.

При оценке фактических расходов топлива, при их превышении или уменьшении в качестве объективного объяснения старший механик судна может использовать статистику по условиям окружающей среды в районах плавания. С другой стороны, в случае отсутствия экономии техническая служба судовладельца может проверить статистику по условиям плавания в рейсе и выявить возможные злоупотребления судовой службой в использовании топлива и моторного масла.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ефремов Л. В. Методика нормирования расхода топлива и оценка работы судовых силовых установок по использованию топлива // Материалы Первой межбас. конф. по техн. эксплуат. флота МРХ СССР. Л.: Судостроение, 1967. 160 с.
2. Бубер Б. И., Роголев А. И. Нормирование расхода топлива (в порядке обсуждения) // Рыбное хозяйство. 1975. № 11. С. 34–37.
3. Бубер Б. И., Роголев А. И. Контроль топливоиспользования на судах // Рыбное хозяйство. 1977. № 1. С. 36–39.
4. Методика нормирования расхода топлива для флота рыбной промышленности / подг. Б. И. Бубер и др. М.: ЦНИИТЭИРХ, 1982. 75 с.
5. Шагин В. В. К решению вопроса нормирования и организации контроля расхода топлива на судах // Рыбное хозяйство, 1971. № 11. С. 39–43.
6. Шагин В. В., Моторный А. В., Кормушкин М. В. Методика организации контроля и нормирования расхода топлива на судах флота рыбной промышленности. Калининград: КТИРПиХ, 1976. 84 с.
7. Об утверждении порядка определения нормативов удельного расхода топлива при производстве электрической и тепловой энергии: Приказ Министерства энергетики РФ от 30 декабря 2008 г. № 323. URL: <http://base.garant.ru/195158/>.
8. Соболенко А. Н., Маницын В. В. Определение технически обоснованных норм расхода горюче-смазочных материалов СДУ // Материалы 11-й Науч.-практ. конф. «Проблемы транспорта Дальнего Востока» (Владивосток, 5–7 октября 2015 г.). Владивосток, 2015. С. 175–176.
9. Воробьев Б. Н., Надежкин А. В., Резник А. Г., Соболенко А. Н. Определение норм расхода топлива для дизель-генераторной установки GMC-1400 // Материалы IX Науч.-практ. конф. «Проблемы транспорта Дальнего Востока» (Владивосток, 5–7 октября 2011 г.). Владивосток, 2011. С. 177–181.
10. ГОСТ Р 52517-2005 (ИСО 3046-1:2002). Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Характеристики. Ч. 1. Стандартные исходные условия, объявление мощности, расхода топлива и смазочного масла. Методы испытаний. М.: Стандартиформ. 2006. 37 с.

Статья поступила в редакцию 16.06.2017

### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

**Соболенко Анатолий Николаевич** – Россия, 690087, Владивосток; Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет; г-р техн. наук, профессор; профессор кафедры судовых энергетических установок; sobolenko\_a@mail.ru.

**Симашов Рафаиль Равильевич** – Россия, 690087, Владивосток; Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет; канд. техн. наук, доцент; зав. кафедрой судовых энергетических установок; forsimashov@mail.ru.

**Глазюк Дмитрий Константинович** – Россия, 690087, Владивосток; Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет; канд. техн. наук; доцент кафедры судовых энергетических установок; Daymon3@bk.ru.

**Маницын Владимир Викторович** – Россия, 690087, Владивосток; Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет; канд. техн. наук, доцент; доцент кафедры судовых энергетических установок; manyitsyn@mail.ru.



*A. N. Sobolenko, R. R. Simashov, D. K. Glaziuk, V. V. Manitsyn*

#### ESTIMATION OF FUEL AND MOTOR OIL CONSUMPTION BY MARINE DIESELS SUBJECT TO ENVIRONMENT CHANGES

**Abstract.** Present methods of fuel and motor oil consumption calculation are executed with assumption that navigation conditions are invariable during the whole voyage. But environmental changes may affect the actual consumption of fuel and motor oil. The most probable range of environment parameter changes makes: environmental temperature  $-20^{\circ}\text{C} - 40^{\circ}\text{C}$ , barometrical pressure 660–775 millimeters of mercury, relative air humidity 35–100%, salt-water temperature  $5-30^{\circ}\text{C}$ . The correction of real tests results to standard normal environmental conditions in accordance with GOST R 525217-2005 (ISO 3046-1:2002) has been recalculated. The results of diesel Cummins type KTA G3 test with nominal power  $N_e = 1227 \text{ kW}$  and speed output  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$  have been presented. The correction of the results to normal condition for this engine has been made. According to the statistics of atmospheric environment in the port of Vladivostok, specific effective fuel consumption has been calculated. The comparison of real test results and calculation results showed that deviations due to environment change in Vladivostok does not exceed 4.7%. The calculation of fuel consumption changes under extreme environmental conditions has been executed. The proposed method of fuel and motor oil consumption calculation can be applied to standard rates and real consumption during a voyage.

**Key words:** fuel consumption, environment parameters, power, motor oil consumption.

#### REFERENCES

1. Efremov L. V. Metodika normirovaniia raskhoda topliva i otsenka raboty sudovykh silovykh ustanovok po ispol'zovaniiu topliva [The technique of normalization of fuel consumption and evaluation of fuel consumption in the process of marine power plants operation]. *Materialy Pervoi mezhdasseinnoi konferentsii po tekhnicheskoi ekspluatatsii flota MRKh SSSR*. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1967. 160 p.
2. Buber B. I., Rogulev A. I. Normirovanie raskhoda topliva (v poriadke obsuzhdeniia) [Rationing of fuel consumption (in the course of the discussion)]. *Rybnoe khoziaistvo*, 1975, no. 11, pp. 34-37.
3. Buber B. I., Rogulev A. I. Kontrol' toplivoispol'zovaniia na sudakh [Control of fuel consumption on ships]. *Rybnoe khoziaistvo*, 1977, no. 1, pp. 36-39.
4. *Metodika normirovaniia raskhoda topliva dlia flota rybnoi promyshlennosti* [The technique of rationing fuel consumption for fishing fleet]. Podgotovleno B. I. Buber i dr. Moscow, TsNIITEIRKh, 1982. 75 p.
5. Shchagin V. V. K resheniiu voprosa normirovaniia i organizatsii kontroliia raskhoda topliva na sudakh [To the question of rationing and control of fuel consumption on ships]. *Rybnoe khoziaistvo*, 1971, no. 11, pp. 39-43.

6. Shchagin V. V., Motornyi A. V., Kormushkin M. V. *Metodika organizatsii kontrolya i normirovaniia raskhoda topliva na sudakh flota rybnoi promyshlennosti* [The technique of control and rationing of fuel consumption on fishing vessels]. Kaliningrad, KTIRPiKh, 1976. 84 p.

7. *Ob utverzhdenii poriadka opredeleniia normativov udel'nogo raskhoda topliva pri proizvodstve elektricheskoi i teplovoi energii. Prikaz Ministerstva energetiki RF ot 30 dekabria 2008 g. № 323* [On approval of the Procedure for determining standards of specific fuel consumption in electric and thermal energy production. The Order of the Ministry of Energy of the Russian Federation No.323 dated 30 December, 2008]. Available at: <http://base.garant.ru/195158/>.

8. Sobolenko A. N., Manitsyn V. V. *Opredelenie tekhnicheskii obosnovannykh norm raskhoda goriuche-smazochnykh materialov SDU* [Determining technically based standards of motor fuel consumption for marine diesel engines]. *Materialy 11-i Nauchno-prakticheskoi konferentsii «Problemy transporta Dal'nego Vostoka» (Vladivostok, 5–7 oktiabria 2015 g.)*. Vladivostok, 2015. C. 175-176.

9. Vorob'ev B. N., Nadezhkin A. V., Reznik A. G., Sobolenko A. N. *Opredelenie norm raskhoda topliva dlia dizel'-generatornoi ustanovki GMC-1400* [Rationing of fuel consumption for a diesel generator GMC-1400]. *Materialy IX Nauchno-prakticheskoi konferentsii «Problemy transporta Dal'nego Vostoka» (Vladivostok, 5–7 oktiabria 2011 g.)*. Vladivostok, 2011. Pp. 177-181.

10. *GOST R 52517-2005 (ISO 3046-1:2002). Dvigateli vnutrennego sgoraniia porshnevye. Kharakteristiki. Chast' 1. Standartnye iskhodnye usloviia, ob"iavlenie moshchnosti, raskhoda topliva i smazochnogo masla. Metody ispytanii* [GOST P 52517-2005 (ISO 3046-1:2002). Reciprocating internal combustion engines. Specifications. Part 1. Standard initial conditions, power, fuel and motor oil consumption. Testing methods]. Moscow, Standartinform Publ. 2006. 37 p.

The article submitted to the editors 16.06.2017

#### INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Sobolenko Anatoliy Nickolaevich** – Russia, 690087, Vladivostok; Far Eastern State Technical Fisheries University; Doctor of Technical Sciences, Professor; Professor of the Department of Ship Power Plants; sobolenko\_a@mail.ru.

**Simashov Rafail Ravilevich** – Russia, 690087, Vladivostok; Far Eastern State Technical Fisheries University; Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor; Head of the Department of Ship Power Plants; forsimashov@yandex.ru.

**Glaziuk Dmitry Konstantinovich** – Russia, 690087, Vladivostok; Far Eastern State Technical Fisheries University; Candidate of Technical Sciences; Assistant Professor of the Department of Ship Power Plants; Daymon3@bk.ru.

**Manitsyn Vladimir Viktorovich** – Russia, 690087, Vladivostok; Far Eastern State Technical Fisheries University; Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor; Assistant Professor of the Department of Ship Power Plants; manyitsynv@mail.ru.

